



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní

KATEDRA TEXTILNÍCH A JEDNOÚČELOVÝCH STROJŮ

2012

Vojtěch Hanzlík

Studijní program B2341-Strojírenství

Stroje a zařízení

**Návrh a konstrukce jednoúčelového zařízení pro zkoušky posilovačů
spojky**

Design and construction of single-purpose facility for testing servo clutch

KTS-B052

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Jozef Kaniok, Ph.D.

Konzultant bakalářské práce:

Ing. Roman Brož

Rozsah práce a příloh

Počet stran 36

Počet tabulek 1

Počet obrázků 22

Počet příloh 13

Prohlášení

Byl(a) jsem seznámen(a) s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval(a) samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

Datum: 25. 5. 2012

Podpis:

.....

Vojtěch Hanzlík

Declaration

I have been notified of the fact that Copyright Act No. 121/2000 Coll. applies to my thesis in full, in particular Section 60, School Work.

I am fully aware that the Technical University of Liberec is not interfering in my copyright by using my thesis for the internal purposes of TUL.

If I use my thesis or grant a licence for its use, I am aware of the fact that I must inform TUL of this fact; in this case TUL has the right to seek that I pay the expenses invested in the creation of my thesis to the full amount.

I compiled the thesis on my own with the use of the acknowledged sources and on the basis of consultation with the head of the thesis and a consultant.

Date: 25. 5. 2012

Signature:

.....

Vojtěch Hanzlík

Poděkování

Předně bych chtěl poděkovat vedoucímu bakalářské práce Ing. Jozefu Kaniokovi, Ph.D. za cenné rady a odborné vedení a celému zastoupení Katedry textilních a jednoúčelových strojů. Dále děkuji Ing. Romanu Brožovi a jeho kolegům z firmy JiKon-nástrojárna, s.r.o., bez kterých by tato práce nevznikla. V neposlední řadě děkuji mé rodině za trpělivost a podporu po celou dobu mého studia.

Anotace

Bakalářská práce se zabývá návrhem jednoúčelového zařízení pro životnostní zkoušky posilovačů spojky. Zmíněn je princip a funkčnost samotného posilovače spojky a nároky pro zařízení životnostních zkoušek. V hlavní části se řeší konstrukce samotného rámu a principu. Jsou zde zhodnoceny klady a zápory jednotlivých variant. Součástí je i zpracování nejvýhodnější varianty, u které je popsána funkce a provedena tvorba modelů v programu Solid Edge V20. Pro určení dovolených deformací následuje jejich pevnostní kontrola v modulu Mechanica a výpočet.

Klíčová slova

navrhnout, posilovač spojky, metoda konečných prvků, kontrolní výpočty, konstrukce

Annotation

This bachelor thesis deals with single-purpose facility for endurance tests of servo clutches. The principle and functionality of the actual servo clutch and equipment requirements for endurance tests is mentioned here. The structure of the frame and its principle is described in the main part. Pros and cons of various options are evaluated here. It also includes the treatment of the best option for which the function is described and modeling is implemented in Solid Edge V20. Determination of the allowable deformation is followed by their strength checking module in Mechanica and calculation itself.

Key words

design, servo clutch, final elements method, checking of calculations, construction

Obsah

1. Úvod.....	9
2. Obecný úvod do problematiky posilovačů spojky.....	10
2.1. Posilovače spojky.....	10
2.1.1. Funkce posilovače spojky.....	11
2.1.2. Umístění posilovače spojky.....	12
2.1.3. Údržba posilovače spojky.....	13
2.1.4. Montáž a demontáž posilovače spojky.....	14
2.2. Životnostní zkoušky.....	15
2.2.1. Rozdělení zkoušek.....	15
2.2.2. Zkoušky cyklické.....	16
2.2.3. Wöhlerova křivka.....	17
2.2.4. Součinitel bezpečnosti v oblasti časované pevnosti.....	18
3. Cíl práce - návrh konstrukce jednoúčelového zařízení.....	20
3.1. Popis použité spojky.....	20
3.2. Pracovní cyklus jednoúčelového zařízení.....	21
3.3. Konstrukce jednoúčelového zařízení.....	22
3.3.1. Pohon jednoúčelového zařízení.....	23
3.3.2. Varianty řešení.....	24
3.3.2.1. Varianta 1.....	24
3.3.2.2. Varianta 2.....	25
3.3.2.3. Varianta 3.....	26
3.3.3. Návrh výsledné konstrukce jednoúčelového zařízení.....	27
3.4. Analýza konstrukce.....	31
3.4.1. Analýza sestavy.....	31
3.4.2. Analýza páky.....	33
4. Závěr.....	34
Použitá literatura.....	35
Seznam příloh.....	36

Seznam použitých zkratk a symbolů

SYMBOL	POPIS	JEDNOTKA
F	Síla	N
a	Délka ramene	mm
h	Zdvih šteslu	mm
p	Tlak	MPa
σ_c	Napětí v tahu	Mpa
S	Plocha jmenovitého průřezu	m ²
d ₂	střední průměr závitu šroubu	m
d ₃	malý průměr závitu šroubu	m
n	Množství	ks
k	bezpečnost	-
F _p	Síla od posilovače	N
F _v	Síla vzduchového válce	N
F _a	Síla axiální	N
F _r	Síla radiální	N
F _{vyp}	Síla na vypínání ložiska	N
h _v	Vypínací zdvih	mm
h _o	Počáteční zdvih	mm

1. Úvod

Práce se zabývá konstrukcí jednoúčelového zařízení pro životnostní zkoušky posilovačů spojek. V dnešní době posilovač spojky je nepostradatelnou součástí automobilového průmyslu. Při výrobě jakéhokoliv dílu je nedílnou součástí jeho životnostní zkouška. S nastoupením platnosti nové směrnice Evropské unie v oblasti bezpečnosti výrobků nastala situace, kdy se kvůli zvýšení nároků na bezpečnost, nesmí výrobky nesplňující tuto směrnici prodávat. Hlavním cílem této práce je návrh a výpočet jednoúčelového zařízení pro posilovač spojky. Práce je vyhotovena pro firmu JiKon-nástrojárna, s.r.o., která daný návrh výroby předá konkrétnímu zákazníkovi. Snahou je vytvořit co nejjednodušší a nejefektivnější konstrukci, jak z hlediska ekonomického, tak i bezpečnostního. Jednotlivé kapitoly se budou snažit vysvětlit postupně základní funkci posilovače spojky, nároky na životnostní zkoušky, samotnou konstrukci a kontrolu za pomoci metody konečných prvků, analýzy dané konstrukce.

2. Obecný úvod do problematiky posilovačů spojek

Posilovač spojek je zařízení využívající přeměnu tlaku v přímočarý relativní pohyb, jehož důsledkem je vyvozena potřebná síla, působící na spirálovou pružinu, která je nedílnou součástí spojky používané v automobilovém průmyslu. Vyvozená síla je využívána k ulehčení, neboli k menší námaze, pro samotnou funkčnost spojky. Využití principu tohoto zařízení nalezneme jak u posilovače brzd, tak i pro posilovače řízení a mnoho dalších.

Obecně o tomto principu hovoříme, jako uživatelé těchto zařízení, o zjednodušení respektive o vyvození menších sil pro konečný výsledek. To je v našem případě šlápnutí na spojkový pedál menší silou, než je potřebná k samotné funkci spojky. U posilovače brzd a posilovače řízení je samozřejmě princip obdobný.

2.1 Posilovače spojky

Jsou nedílnou součástí ulehčení práce pro řidiče. Používají se zejména v těžkých nákladních automobilech, velkých stavebních strojích a také v zemědělství jako jsou například traktory, kombajny atd. V našem případě se budeme zabývat posilovačem spojky typu VG32(obr. 1) a VG33 (obr. 2). Označení těchto posilovačů jsou pouze obchodními názvy. Konkrétně se tyto posilovače používají u nákladních vozů značky MAN. Posilovač spojky je tedy vzduchokapalinový ventil, který se používá pro pohánění spojky. Ventil je spojován kapalinovým a vzduchovým okruhem. Při stlačení spojkového pedálu, spojkový posilovač tlakem vzduchu vyvolává mnohonásobné zatlačení samotné spojky.



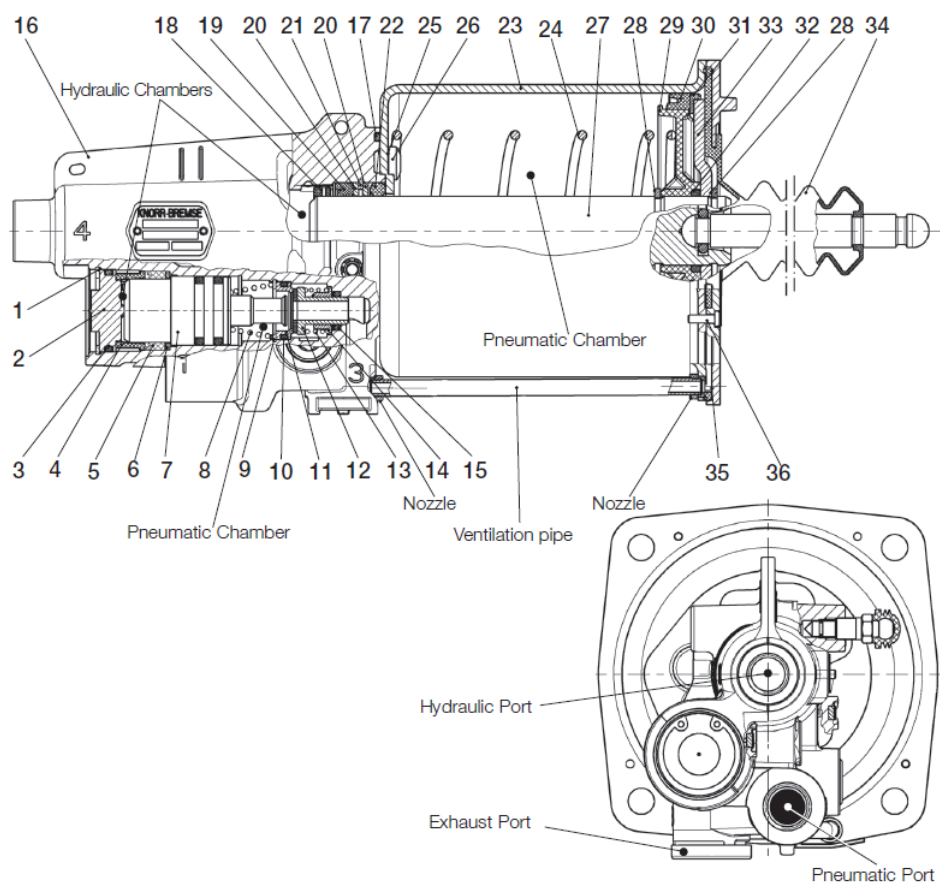
Obr. 1 Posilovač
typ VG 32 [2]



Obr. 2 Posilovač
typ VG 33 [2]

2.1.1 Funkce posilovače spojky

Posilovač spojky byl vyvinut jen za účelem zjednodušení a zmenšení námahy pro uživatele, což ve většině případů jsou profesionální řidiči.



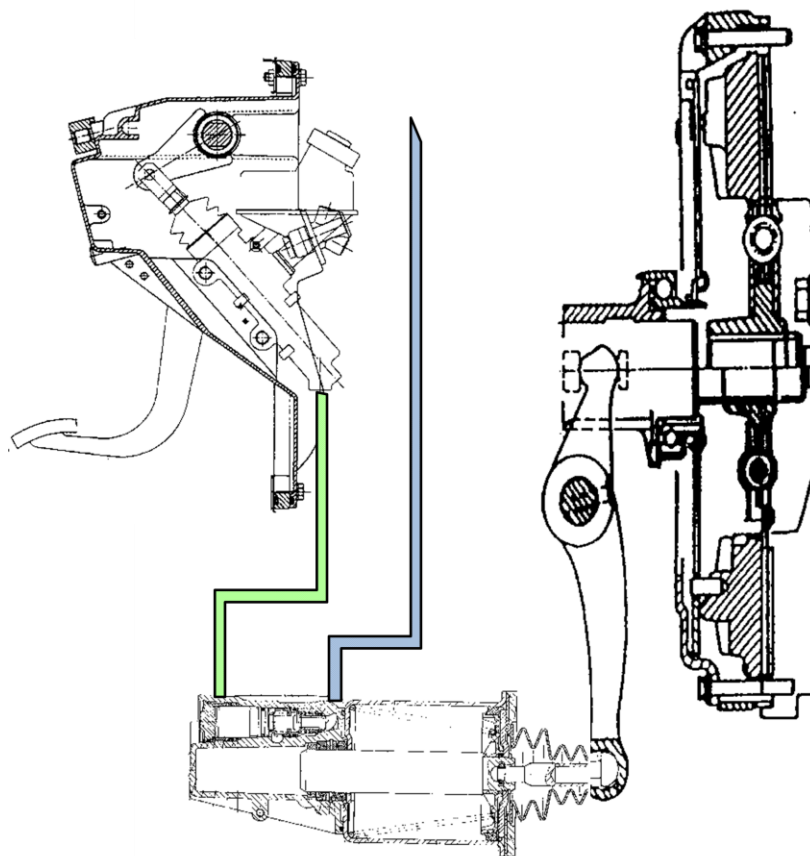
Obr. 3 Posilovač
typ VG 32 [2]

Popis funkce posilovače (obr. 3). Zapojovací fáze spojky. Zatímco ovladač umožňuje spojkový pedál zvedat, hydraulický tlak klesá a ovládací píst (7) se pohybuje pod vlivem tlačné pružiny (8) a tlakového vzduchu. Nicméně, od hlavy ventilu (12) není schopen se pohybovat právě proto, že ve styku s dosedací plochou ventilu (11), se vytváří mezera mezi ovládacím pístem (7) a hlavou ventilu (12) a vzduch je vypouštěn do odvodu vzduchu ventilu. Oba hydraulické a pneumatické poklesy tlaku táhla (27) se pohybují dozadu a tím i spojka začne pracovat - zabírat. V případě, že ovladač má pedál spojky v jakékoli střední poloze, hydraulický tlak přestane klesat. Tlak vzduchu však bude i nadále klesat v důsledku ve snížení ovládací síly na řídicí píst, proto nakonec postoupí vpřed, dokud nedosáhne ventilu hlavy (12) a odvod vzduchu se zastaví (bude zastaven). V tomto bodě je spojka tedy jen částečně zabírající - pracující. Pokud ovladač následně umožní spojkový pedál zvedat, postupuje dále uvedený proces, který se opakuje až do chvíle, kdy hydraulický tlak dosáhne nuly. Pokud se stane, že ovládací píst (7) se pohybuje zcela zpětně, mezera mezi ovládacím pístem (7) a hlavou ventilu (12) je nepřetržitě otevřená. Spojka je tedy plně zabírající.

Uvolňovací fáze spojky (ovladač tlačí pedál spojky). Vzhledem k tomu, že ovladač posouvá spojkový pedál, hydraulický tlak roste v obou táhlech sestavy (27) i v ovládacím pístu (7). Při určitém tlaku ovládací píst (7) překonává tlačnou pružinu (8) a pohybuje se vpřed. Proto odsávací mezera mezi ovládacím pístem (7) a ventilem hlavy (12) je uzavřen. Vzhledem k tomu, že hlava ventilu (12) se i nadále pohybuje zdvižením ze sedla ventilu (11) a stlačeného vzduchu pak může vstoupit do pneumatického prostoru, kde působí na píst (29). Tudíž je tímto nápomocna přednímu zatížení táhla a pomáhá ovladači uvolnit spojku (efekt posilovače spojky). Pokud ovladač přestane tláčit na pedál spojky, hydraulický tlak již roste. Nicméně, rozdíl od hlavy ventilu (12) a sedla ventilu (11) je stále otevřený a tlak vzduchu stále roste, mezitím se ovládací píst (7) pohybuje zpět do mezery mezi ventilem hlavy (12) a uzavřeným sedlem ventilu (11). K žádnému dalšímu zvyšování tlaku vzduchu tedy nedochází, čímž je dosaženo rovnovážného stavu a sestava tlačné tyče (27) se zastaví. V závislosti na výšce pedálu spojky je spojka tedy zcela odpojena. Dalším stiskem spojkového pedálu se bude opakovat výše uvedený postup. Úplný pokles spojkového pedálu bude samozřejmě plně rozepínat spojku.

2.1.2 Umístění posilovače spojky

Pro představu schematické uložení posilovače spojky u nákladního automobilu (obr. 4). Barevným znázorněním je oddělená hydraulická (na obrázku znázorněné zelené barevné označení) část a část pneumatická (modré označení). Posilovače se používají u automobilů pouze s manuální převodovkou. U automatické převodovky je konstrukce spojky odlišná a nelze použít tento spojkový posilovač.



Obr. 4 Umístění posilovače
typ VG 32 [2]

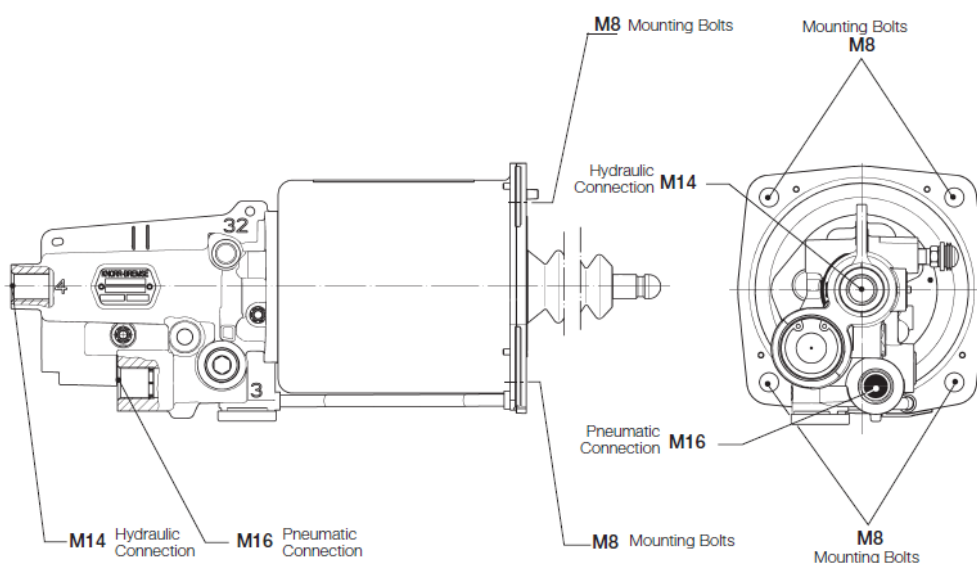
2.1.3 Údržba posilovače spojky

Při údržbě používáme ochranné brýle, protože pracujeme s tlakem vzduchu. Nikdy nepřekračujeme tlak vzduchu doporučený výrobcem vozidla. Nikdy se nedíváme do vzduchových trysek, nebo trysky nikdy na nikoho nesměrujeme. Nikdy nepřipojujeme nebo neodpojujeme hadice nebo potrubí obsahující tlak. Může se nashromáždit a uniknout do ovzduší. Po odstranění nebo opravě produktu, musíme zabezpečit, aby veškerý tlak obsažený v souvislosti s konkrétním systémem, byl vyčerpán na 0 bar. Máme na paměti, že pokud je vozidlo vybaveno systémem vysoušení vzduchu, může také obsahovat tlak vzduchu spolu s odváděním nádrží emisí, pokud jsou namontovány, a to i poté, co tlak byl vyčerpán z ostatních nádrží. V případě, že je nutné vypustit tlak vzduchu z nádrží, atd., musíme se vyhnout poklesům tlaku v systému brzdového regulátoru pohonu a tlačné páky. U vozidel vybavených vzduchovým odpružením se při provádění takové práce pro podporu podvozků doporučuje, zabránit náhlému snížení a možnosti zachycení podvozku a nápravy se zemí. Vozidlo by mělo stát na rovném povrchu, měla by být použita parkovací brzda a vždy použít zakládací klín pod kola. Jako příklad, k poškození vozidel dochází tlakem vzduchu v systému, který může způsobit, že se vozidlo rozjede. Při práci pod nebo kolem vozidla, a to zejména při práci v motorovém prostoru, by měl být motor uzavřen a klíček zapalování odstraněn. Pokud okolnosti vyžadují, aby motor běžel, je potřeba postupovat extrémně

opatrně, aby se zabránilo zranění v důsledku kontaktu s pohyblivými, rotujícími, prosakujícími, vyhřívajícími a elektricky nabitými složkami. Kromě toho je vhodné umístit v blízkosti volantu jasné znamení či signál, informující o tom, že probíhají práce na vozidle. Při práci na vozidlech vybavených vzduchovým odpružením, k ochraně před úrazem v důsledku náhlého poklesu tlaku v systému odpružení, je nutné zajistit vozidlo. Podvozek je mechanicky podporován, mezi podvozkem a nápravou nebo mezi podvozkem a zemí. Zkontrolujeme veškerá potrubí místa zlomu, promáčknutí, otěru, vysychání nebo přehřátí. Musíme si uvědomit, že smyčky v potrubí mohou vést k tlaku vzduchu, který je v potrubí a souvisejících zařízeních. Výměna kování, trubky, hadice, armatury, atd., musí být stejné velikosti, typu a síly jako originální vybavení a jsou konstruovány speciálně pro tyto aplikace a systémy. Zkontrolujeme upevnění a připojení všech potrubí. Mělo by být instalováno tak, aby se nemohlo obrousit, nebo aby nebylo vystaveno nadměrnému teplu. Komponenty s poškozenými závitmi nebo poškozené, zkorodované části musí být zcela nahrazeny. Nepokoušejme se o opravy vyžadující obrábění nebo svařování pokud není výslovně uvedeno jinak a schváleno výrobcem vozidla nebo konstrukční částí výrobce. Nikdy se nepokoušejme instalovat, odstraňovat, rozebírat nebo montovat zařízení, dokud si nepřečteme a důkladně nepochopíme doporučené postupy. Některé jednotky obsahují silné a výkonné pružiny a může dojít ke zranění, pokud nejsou řádně demontovány a znovu sestaveny. Používejme pouze správné nástroje a dodržujme všechna opatření, týkající se použití těchto nástrojů. Před vrácením vozidla do provozu se ujistíme, že všechny komponenty jsou těsné a obnova odpovídá jejich řádnému provoznímu stavu.

2.1.4 Montáž a demontáž posilovače spojky

Demontáž posilovače spojky ze systému. Před zahájením prací na vozidle bereme zřetel na "bezpečnost a životní prostředí" Viz údržba spojky. Uvolníme ventil tlaku vzduchu v systému pomocí bodu nádrže odvodnění. Odpojíme hydraulické a pneumatické vedení. Odpojíme táhla zařízení z táhla převodovky - viz výrobce s doporučeními. Odšroubujeme čtyři upevňovací šrouby M8 a odstraníme zařízení.



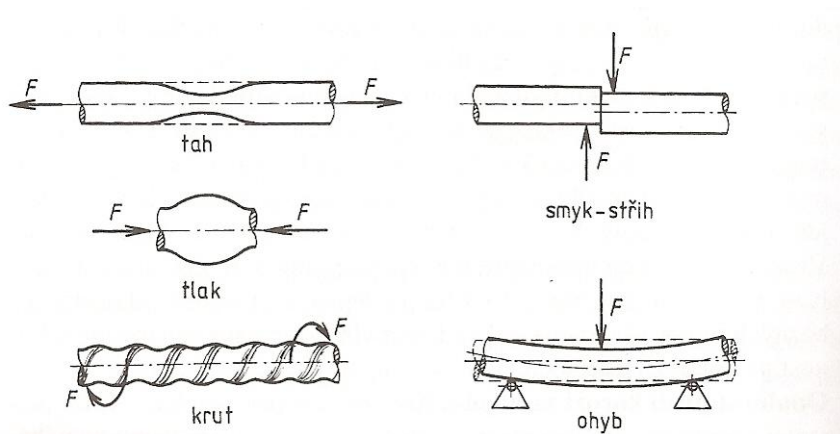
Obr. 5 Popis posilovače

2.2 Životnostní zkoušky

Na celém světě velmi rychle vzrůstá spotřeba technických materiálů. Aby se naše výrobky mohly dobře uplatnit jak na našem, tak na zahraničním trhu, je nutné stále zlepšovat výchozí vlastnosti kovových i nekovových materiálů a omezovat jejich provozní znehodnocení, neboli degradaci, ke které dochází zejména únavou, opotřebením a korozí strojních součástí.

Materiály jsou při zpracování i při používání vystaveny různému namáhání, jako je tah, tlak, krut a ohyb (obr. 6). Tato jednotlivá namáhání obvykle nepůsobí samostatně, neboli jednotlivě, ale i v různých kombinacích. Materiál je tedy vystaven složenému namáhání. Například materiál je namáhán současně tahem, ohybem i krutem. Aby materiál mohl odolávat tomuto namáhání, musí mít určité vlastnosti, jako pevnost, pružnost, tvárnost.

Na mechanické vlastnosti materiálů má značný vliv také teplota. Při určitých teplotách se mění krystalická struktura materiálů, a tím se mění i jejich mechanické vlastnosti. Tvářením kovů za studena se deformují krystalické mřížky a vzniká v nich vnitřní pnutí. Tím se zvětšuje jejich pevnost, ale zmenšuje tažnost. [9]



Obr. 6 Ukázka zatížení

2.2.1 Rozdělení zkoušek

Z hlediska působení síly na zkušební těleso rozdělujeme mechanické zkoušky takto:

- statické zkoušky - tyto zkoušky jsou základem mechanického zkoušení materiálu. Materiál zatěžujeme pozvolna bez rázu, a to buď pouze jednou, nebo zatěžování několikrát opakujeme. Základem těchto zkoušek, jsou zkoušky pevnosti. Podle způsobu působení zatěžující síly rozdělujeme tyto zkoušky na zkoušky pevnosti v tahu, tlaku, ohybu, krutu a střihu. Používané zkušební stroje jsou buď jednoúčelové nebo univerzální.
- dynamické zkoušky rázové cyklické - v praxi jsou většinou strojní součásti namáhány zatížením, jehož velikost a smysl se prudce, popřípadě opakovaně mění. Potřebné údaje o chování takto namáhaného materiálu nemůžeme zjistit statickými zkouškami, ale zkouškami dynamickými. Při tomto namáhání dochází často k náhlému porušení součásti, i když zatěžující síla ještě nedosáhla statické pevnosti materiálu.
- zvláštní technické zkoušky - údaje těchto zkoušek je možno považovat za směrné, neboť výsledek zkoušek zde závisí na mnoha vedlejších činitelích. [9]

2.2.2 Zkoušky cyklické

Převážná většina strojních částí a konstrukcí je v provozu namáhána časově proměnlivými silami, které mají povahu opakovaných účinků. Obecný případ s různě velkými výkmity sil a s různým charakterem jejich časové proměnlivosti nazýváme kmitovým namáháním. Je-li proměnlivost sil ustálena do stále stejných nejvyšších a nejnižších mezí při stejné frekvenci změn, jde o prosté cyklické namáhání, které je zvláštním případem namáhání kmitového. Se zřetelem k tomu, že kmitové namáhání lze složit superpozicí z řady jednoduchých cyklických namáhání o různé amplitudy a frekvenci, je pro porozumění změn, které proměnlivé účinky v tělesech vyvolávají, vhodné nejdříve sledovat ustálené cykly namáhání, a pak studovat zákony kumulace poškození, vyvolaného superpozicí jednotlivých cyklických namáhání. Pokud síly vyvolávají jím úměrná napětí, je vhodné se zabývat dále časovým průběhem napětí. Analogicky se lze zabývat časovým průběhem poměrné deformace. Uzavřená změna napětí, která nabývá spojitě řady hodnot, se nazývá cyklus napětí (viz obr 7). K hlavním charakteristikám napětového cyklu patří:

a) perioda cyklu, tj. čas, v němž proběhne uzavřená jednorázová změna napětí.

b) největší σ_h a nejmenší σ_d napětí cyklu, tj. krajní hodnoty napětí v průběhu jednoho cyklu.

c) střední napětí cyklu σ_m

$$\sigma_m = \frac{1}{2}(\sigma_h + \sigma_d)$$

d) amplituda napětí cyklu, tj. polovina algebraického rozdílu krajních hodnot napětí cyklu

$$\sigma_a = \frac{1}{2}(\sigma_h - \sigma_d)$$

e) rozkmit napětí

$$2 \sigma_a$$

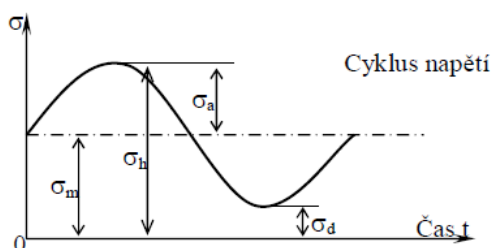
f) součinitel nesouměrnosti napětového cyklu

$$R = \frac{\sigma_d}{\sigma_h}$$

Tento součinitel má pro střídavé souměrné napětí hodnotu $R=-1$, pro střídavé nesouměrné napětí $-1 < R < 0$, pro míjivé $R=0$ a pro tepavé $0 < R < 1$. Uvedená napětí si lze představit jako napětí složená ze dvou částí:

a) stálého (konstantního) napětí, rovného co do velikosti střednímu napětí cyklu σ_m ,

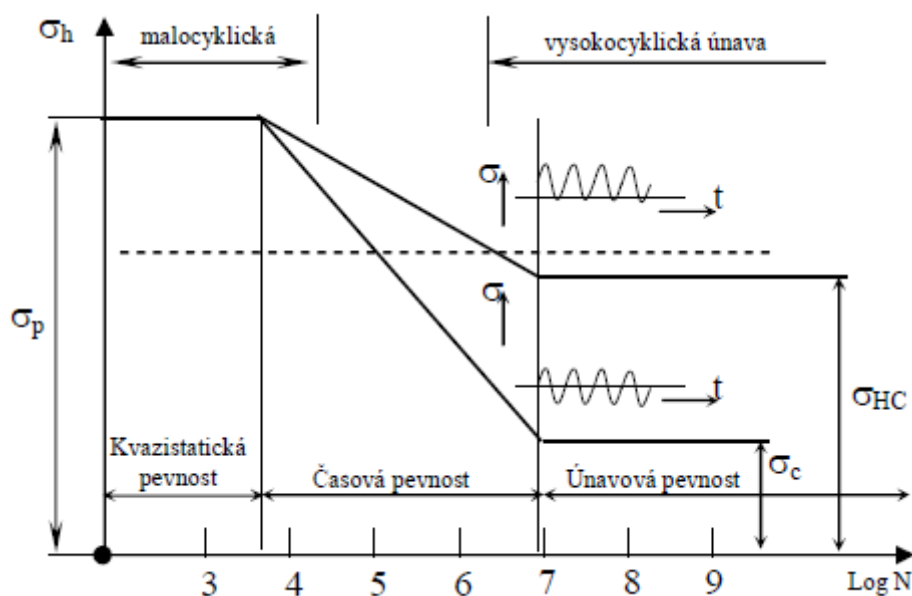
b) proměnného (cyklického) napětí o velikosti amplitudy σ_a .



Obr. 7 Diagram napětí

2.2.3. Wöhlerova křivka

Nejstarším podkladem pro hodnocení únavové pevnosti materiálu je takzvaná Wöhlerova křivka. Wöhler před více než sto lety tuto křivku určoval pro ohyb za rotace na válcových tyčích kruhového průřezu, jako podklad posouzení pevnosti náprav u železničních vozidel. Je nutno zdůraznit, že jde o křivku cyklické pevnosti, tj. křivku, která představuje stoprocentní poškození zkušební tyče lomem. Obsahuje tedy všechny fáze vzniku a vývoje únavových trhlin až do konečného lomu, aniž tyto fáze rozlišuje. Tato křivka má dosud velký praktický význam, neboť je získána nejednodušším způsobem, a po dlouhou dobu se používala jako podklad výpočtů, až se v technické praxi vžila. Život vzorku, který je složen z etapy vzniku i rozvoje únavové trhliny při cyklickém namáhání, je přirozeně zatížen velkým rozptylem. Ukazuje se, že Wöhlerova křivka nemůže poskytnout spolehlivou představu o únavové pevnosti hladkých válcových těles, pokud není doplněna také veličinami vyjadřujícími rozptyl výsledků zkoušek. Statistické zpracování únavových zkoušek je základní podmínkou objektivnějšího hodnocení únavových vlastností materiálu.



Obr. 8 Wöhlerova křivka

Wöhlerova křivka hladkých vzorků technických kovových materiálů má typický charakter v souřadnicích σ - $\log N$ (obr.). Diagram je možno rozdělit na tři typické úseky. V první části leží kvazistatická pevnost (zpravidla do 10^3 cyklů). V druhé části diagramu je přímkový pokles mezního napětí s $\log N$, a tedy pevnost vzorku závisí na počtu cyklu. Tento úsek proto nazýváme oblastí časované pevnosti. Konečně v třetí části diagramu, zpravidla u kovů za normální teploty pro počet cyklů nad 10^7 , je dosaženo takzvané základní meze únavy označované v normách symbolem σ_c pro střídavé cyklické napětí (souměrný cyklus) a symbolem σ_{HC} pro mívivé cyklické napětí. Při $N > 10^7$ nezáleží již prakticky pevnost vzorku na počtu cyklů namáhání. V oblasti časované pevnosti lze Wöhlerovu křivku vyjádřit mocninou funkcí

$$\sigma_N^m = \sigma_c^m N_c$$

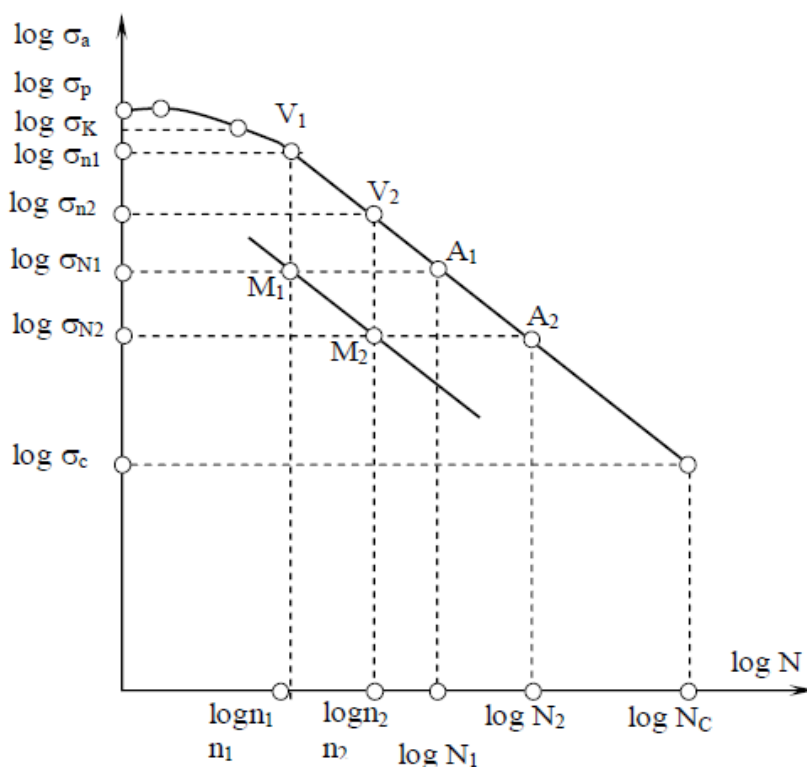
kde N_c je základní počet cyklů pro mez únavy σ_c , rovný u ocelí obvykle 10^6 až 10^7 (základna zkoušek únavy).

2.2.4. Součinitel bezpečnosti v oblasti časované pevnosti

Rovnice se jeví pro další matematické zpracování jako velmi vhodná a vykazuje dostatečně spolehlivé výsledky pro oblast dlouhodobé časované únavy. Pro praktickou potřebu se exponent n určí pomocí dvou experimentálně zjištěných bodů A_1 , A_2 na Wöhlerově křivce (viz obr. 9.4). Potom exponent n vypočteme ze vztahu:

$$n = \frac{\log N_2 - \log N_1}{\log \sigma_{N1} - \log \sigma_{N2}} = \frac{\log \left(\frac{N_2}{N_1} \right)}{\log \left(\frac{\sigma_{N1}}{\sigma_{N2}} \right)}$$

Kde σ_{N1} a σ_{N2} jsou napětí střídavých souměrných cyklů, která rozruší materiál po N_1 a N_2 cyklech zatížení. Z obr. 9 je zřejmé, že body A_1 ($\log N_1$; $\log \sigma_{N1}$) a A_2 ($\log N_2$; $\log \sigma_{N2}$) leží na přímce. Protože hodnota exponentu n je různá podle toho, je-li táž Wöhlerova křivka vyjádřena podle σ_h nebo σ_a , budeme v dalším důsledně klást $\sigma_N = \sigma_a$. Je-li součást namáhána n_1 cykly souměrného střídavého napětí o amplitudě σ_{N1} , můžeme tento stav znázornit bodem M_1 (n_1 , σ_{N1}).



Obr. 9

Vedeme-li bodem M_1 rovnoběžky s osou N a σ_a do průsečíku s únavovou křivkou, můžeme určit součinitel bezpečnosti podle napětí ze vztahu $k_\sigma = \frac{\sigma_{n1}}{\sigma_{N1}}$, kde σ_{n1} je časová mez únavy odpovídající n_1 cyklům zatížení do poruchy. Součinitel bezpečnosti podle počtu cyklů je dán výrazem $k_N = \frac{N_1}{n_1}$, kde N_1 je počet střídavých souměrných cyklů o amplitudě σ_{n1} , při němž se materiál rozruší. Poněvadž oba body A_1 a V_1 leží na únavové křivce, kterou jsme vyjádřili rovnicí (9.1), dostaneme

$$\sigma_{N1}^m N_1 = \sigma_{n1}^m N n_1,$$

čili

$$\left(\frac{\sigma_{n1}}{\sigma_{N1}}\right)^m = \frac{N_1}{n_1}$$

z čehož plyne

$$k_\sigma^m = k_N$$

Vztah ukazuje, že mezi součinitelem bezpečnosti podle napětí a součinitelem bezpečnosti podle cyklu je jednoznačná závislost, jejíž tvar je při platnosti rovnice vyjádřen výrazem. Má-li materiál skutečnou mez únavy σ_C , pak lze říci, že součinitel bezpečnosti podle meze únavy je

$$k_C = \frac{\sigma_C}{\sigma_{N1}}$$

Je-li $k_C < 1$ (jako např. pro bod M_1 na obr. 9.4), potom při počtu cyklů N_1 , určeném ze vztahu

$$N_1 = N_C \left(\frac{\sigma_C}{\sigma_{N1}}\right)^m$$

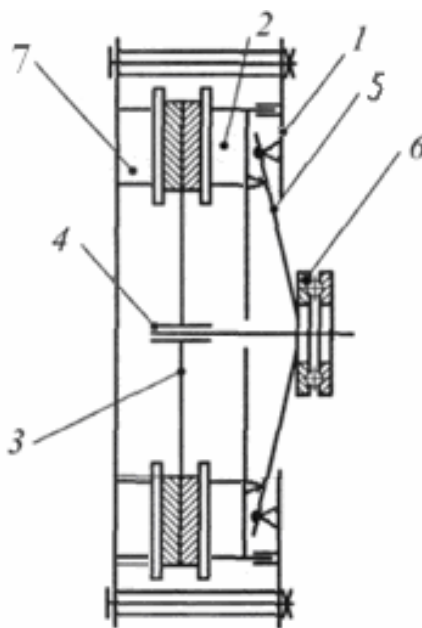
nastane porušení. Je-li $k_C > 1$, nemůže porušení nastat při žádném počtu cyklů. Je třeba upozornit, že výsledky zkoušek podle Wöhlera vykazují značný rozptyl. Proto je nutno udávat u každé Wöhlerovy křivky pravděpodobnost (spolehlivost) hodnot. Obvykle se používá průměrné Wöhlerovy křivky odpovídající pravděpodobnosti přežití $p = 0,5$. [7]

3. Cíl práce - návrh a konstrukce jednoúčelového zařízení

Hlavním požadavkem na konstrukci jednoúčelového zařízení pro zkoušení životnosti posilovačů spojek je maximální využití normalizovaných dílů, jednoduchost konstrukce, a tím i hospodárná výroba tohoto zařízení. Dále rovnoměrný a plynulý chod zařízení. Určení vhodných prvků k zajištění bezpečnosti stroje, dle aktuálních norem platných v Evropské unii a jejich aplikace.

3.1 Popis použité spojky

Řez spojkou je na obrázku 10. Spojka se skládá z víka spojky (1) upevněného na setrvačnick motoru (7), přitlačného kotouče (2) tlačícího pomocí membránové pružiny (5), lamely (3) s nábojem (4) na setrvačnick přitlačnou silou F_p , a z tzv. vypínacího ložiska (6). Obrázek 10 představuje kinematické schéma spojky. Z obr. 10 je patrné, že pro vypnutí spojky je nutné působit vypínací silou F_{vyp} na vypínací ložisko směrem od setrvačnicku a posunout jej o vypínací zdvih h_v . Vlivem opotřebení lamely za provozu spojky dochází ke snížení její tloušťky, v důsledku čehož se vypínací ložisko posune směrem k setrvačnicku. Při maximálním opotřebení lamely dojde k posunutí vypínacího ložiska z polohy při novém obložení o vzdálenost h_o . Velikost vypínací síly F_{vyp} není konstantní, ale v průběhu vypínání spojky se mění. Ve všech výpočtech je počítáno s její maximální hodnotou.



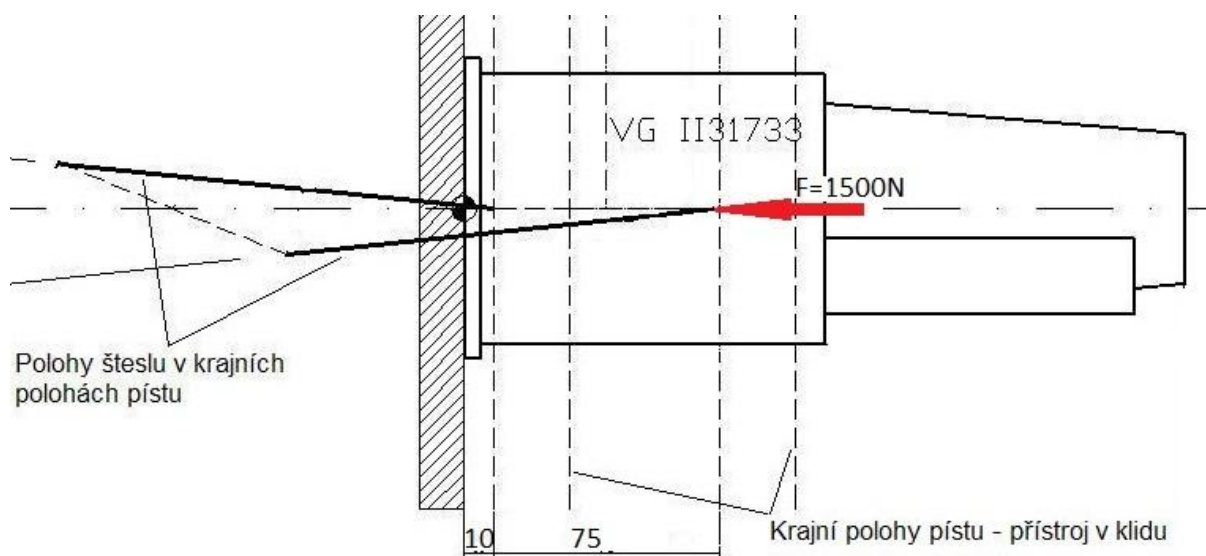
Obr. 10 Kinematické schéma spojky

3.2 Pracovní cyklus jednoúčelového zařízení

Definuje fyzikální zatížení jednoúčelového zařízení z hlediska návrhu konstrukce a je směrodatný pro pevnostní kontrolu. Z požadavků na konstrukci ze strany zadavatele, máme známy hodnoty, na které musíme brát zřetel při samotné konstrukci. Samotný jednoúčelový stoj by měl připomínat reálné pracovní podmínky posilovače spojky. To znamená, že musí být uložen tak, jako ve skutečnosti v nákladním automobilu MAN. Známe sílu, kterou vyvozuje samotný posilovač neboli síla, která tlačí na rameno (testovací síly je 1500N). A dále známe dobu životnostního testu posilovače a ten je 10^6 pracovního cyklu (pracovního cyklus je zdvih a uvolnění). A ještě známe jednu hodnotu, kterou je pracovní délka šteslu posilovače, ta je 75mm. Pro přehlednost všechny známé hodnoty jsou uvedené v tabulce 1 a znázorněny na obr 11. Tyto hodnoty jsou určující pro pevnostní kontrolu jednoúčelového zařízení a následně využity při definování výpočtu za použití metody konečných prvků v prostředí Mechanica.

Testovací síly	1500 N
Délka testu	10^6 pracovního cyklu
Pracovní délka šteslu	75 mm

Tab. 1 Zadané hodnoty pro konstrukci jednoúčelového zařízení



Obr. 11 Posilovač - zadané hodnoty

3.3 Konstrukce jednoúčelového zařízení

Pro konstrukci vycházíme ze známých hodnot, geometrie spojky a ze samotného uložení posilovače spojky. Na obr. 12 je znázorněné rozmístění dílů spojkové soustavy. Z této skutečnosti vycházíme při konstrukci. Pro navržení vhodné konstrukce se zabýváme pouze částí, která je na obr. 12 označena jako detail A. Z ovládacího ramene spojky, které volíme 350 mm (obr. 13), víme rozvržení sil. Střed otáčení bude přesně uprostřed ramene, to znamená ve vzdálenosti 175 mm (měříme od osy šteslu k ose otáčení a osy opěry k ose otáčení). Z těchto poznatků víme, že síla, která působí na jednom konci 1500 N, musí působit i na druhém konci. A to z momentové rovnice rovnováhy.

- momentová rovnice rovnováhy ramene ke středu otáčení (viz. obr. 13):

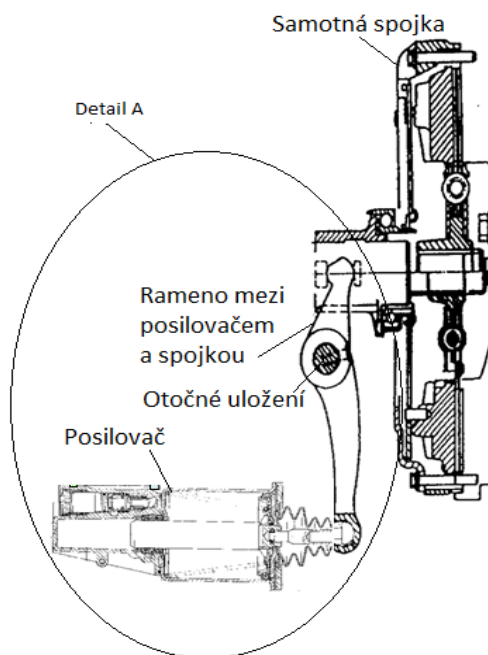
$$\begin{aligned}F_p * a - F_v * a &= 0 \\F_p * a &= F_v * a \\F_p &= F_v = F \\F &= 1500 \text{ N}\end{aligned}$$

F_p ... Síla od posilovače (testovaná síla)

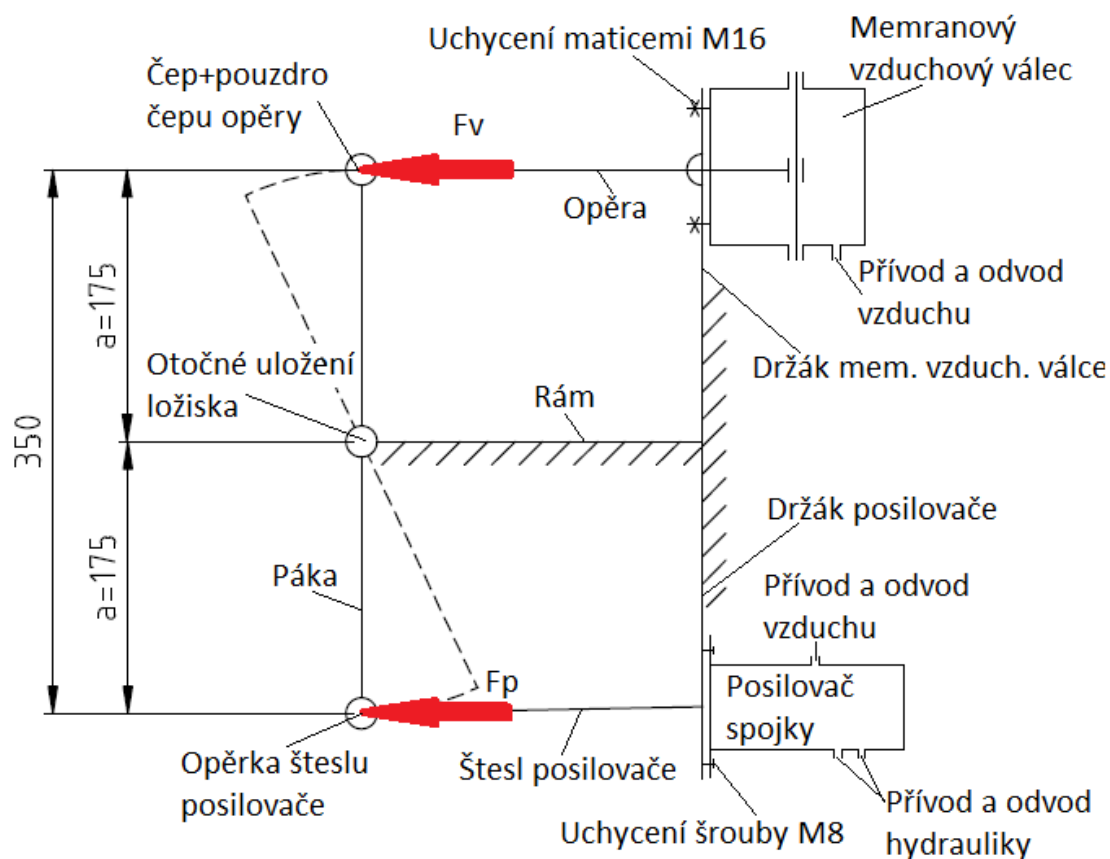
F_v ... Síla od vzduchového válce

a ... Délka ramena - od středu otáčení k ose dotyku (opěrky vzduchového válce, šteslu posilovače)

Na obr. 13 je znázorněno rameno uchycené v ložiskách, která jsou uložena v domečkách. V konstrukci bude použit normalizovaný typ domečku, který zaručí trvanlivost a životnost.



Obr. 12 Schéma spojkové soustavy

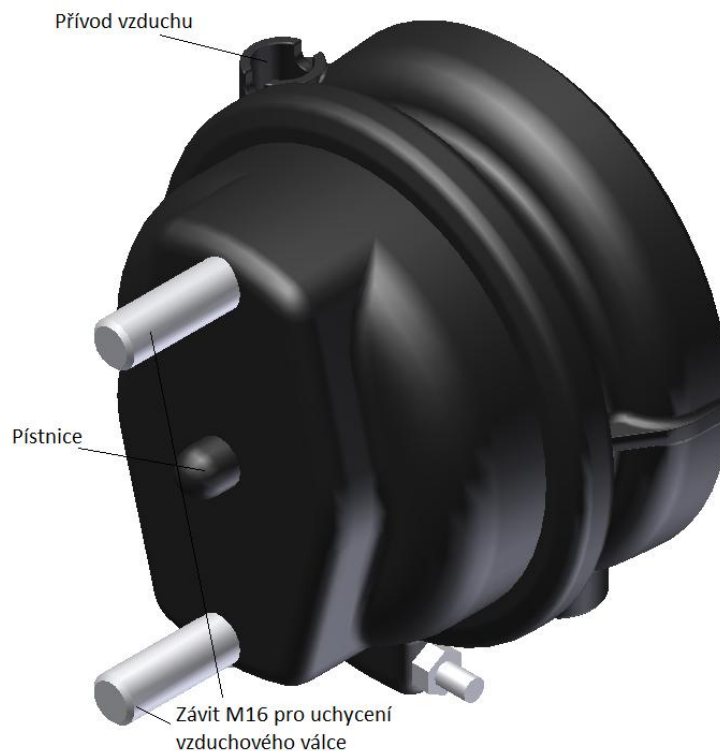


Obr. 13 Schéma návrhu rozložení konstrukce

3.3.1 Pohon jednoúčelového zařízení

Pro pohon jednoúčelového zařízení, respektive funkci síly $F_s=1500\text{ N}$, která vyvozuje odpor samotné spojky, je zadavatelem požadovaný nenormalizovaný membránový vzduchový válec BS7305 (obr. 14), který pracuje s tlakem $0,3\text{ MPa}$. Pracovní tlak se dá regulovat. Zde bude tlak menší, aby posilovač mohl překonat membránový vzduchový válec. Tlakem vzduch regulujeme frekvenci zdvihů a uvolnění šteslu posilovače.

Obrázek 14 ukazuje způsob uchycení membránového vzduchového válce maticemi M16 k jednoúčelovému zařízení a otvory pro přísun pracovního tlaku, v našem případě vzduchu a následné upuštění pracovního tlaku vzduchu.



Obr. 14 Membránový vzduchový válec

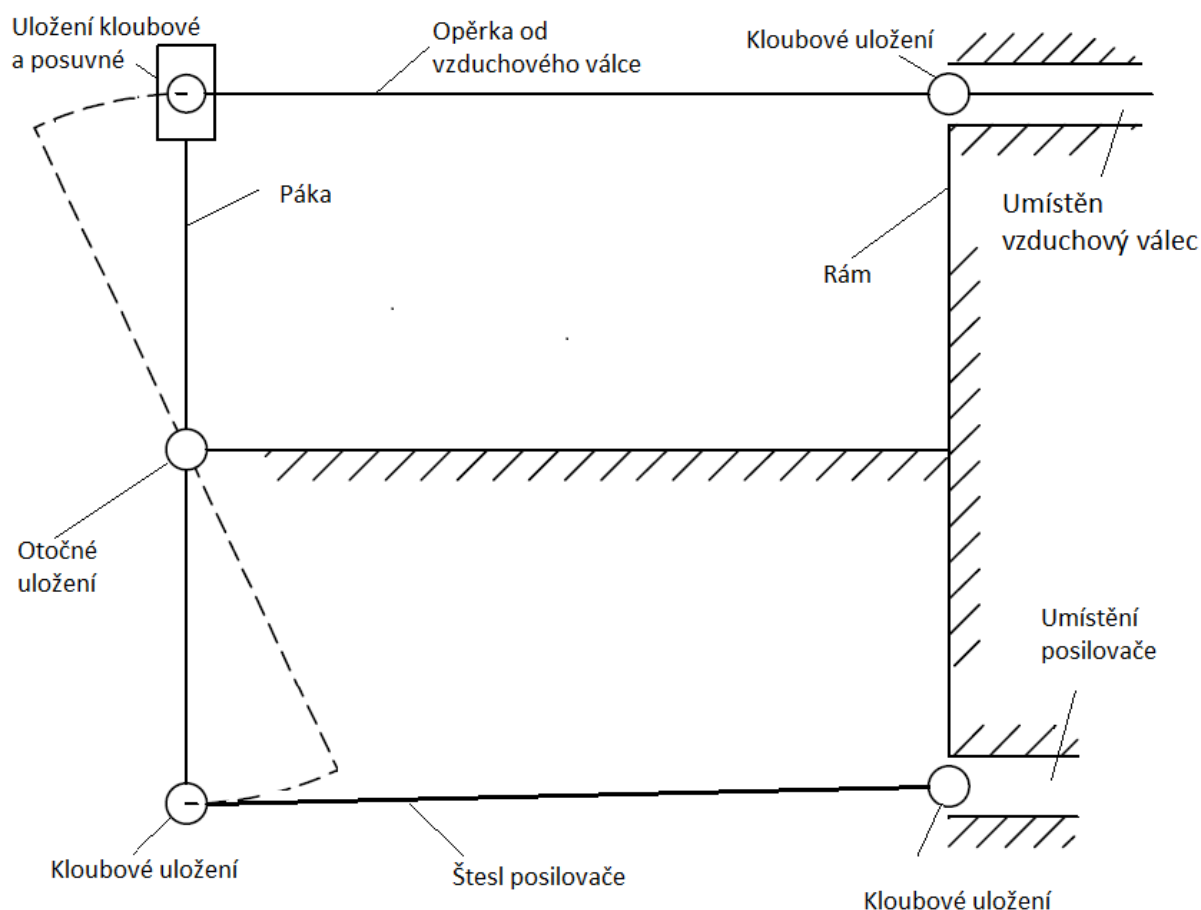
Další použitým pohonem je hydraulický systém. Posilovač je řízený hydraulickým systémem, který je také součástí zkušební místnosti. Proto samotné řešení řízení těchto systémů neřešíme. Zaměřujeme se jen na konstrukci mechanismu.

3.3.2 Varianty řešení

Při konstrukci navrhujeme několik variant řešení a poté vybereme tu nejvhodnější pro naše podmínky a požadavky. Při zpracovávání jednotlivých variant uvažujeme stále stejná zatížení, stejný pohon soustavy, jednoduchost konstrukce a způsob zpracování. Měníme, nebo-li vyhodnocujeme pouze způsob uchycení jednotlivých dílů soustavy. Uchycení dílů máme na mysli kinematické vazby mezi jednotlivými součástmi. Pro znázornění řešení používáme zjednodušené kinematické schéma. Z něhož je patrný způsob a rozmístění jednotlivých členů mechanismu a jejich spojení.

3.3.2.1 Varianta 1

U této varianty řešíme způsob uchycení mezi vzduchovým válcem a pákou. Toto uchycení je kinematicky složitější viz. obr. 15. Volíme kloub, který se ještě může posouvat.

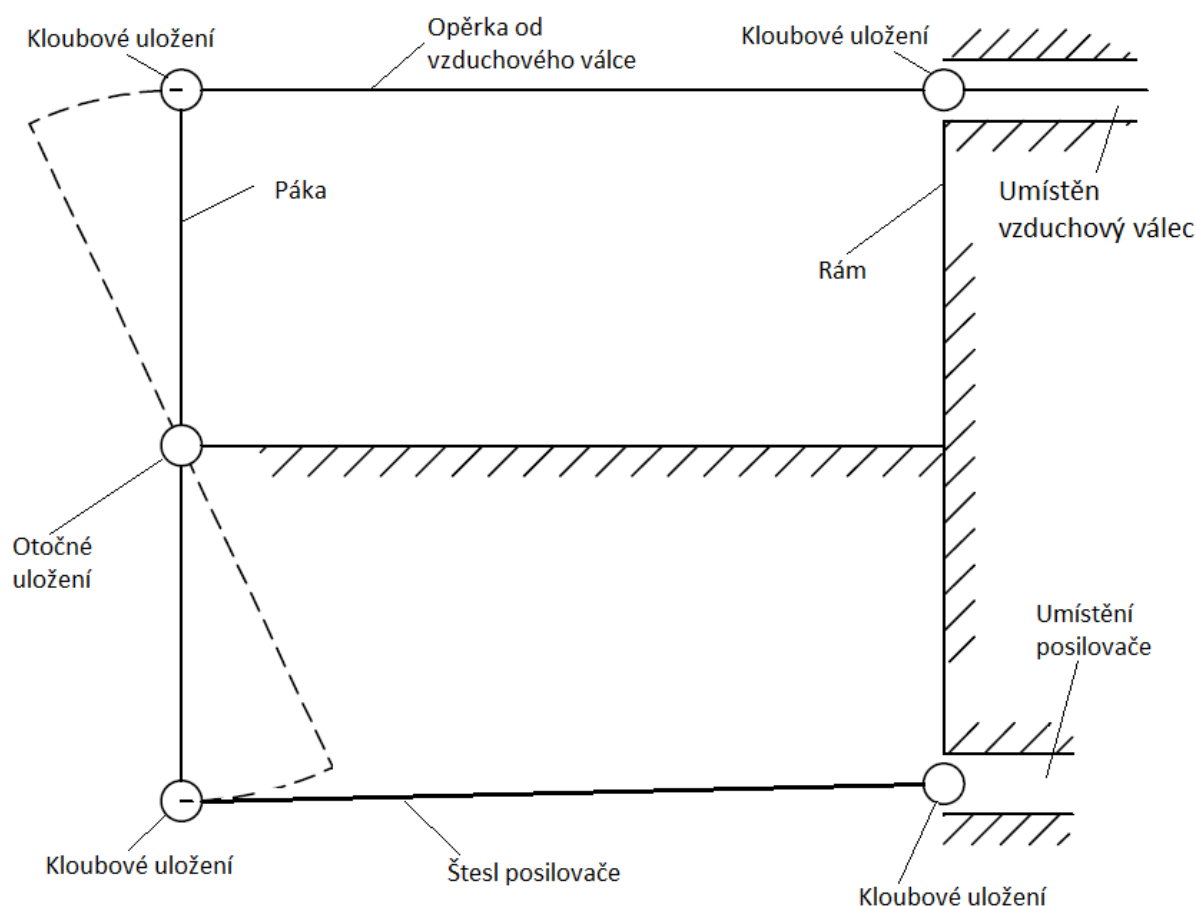


obr. 15 Kinematické schéma varianty 1

Tato varianta není příliš vhodná a to z důvodů nejednoznačného pohybu opěrky. Tím se zvětšuje riziko otěru čepu v páce na jednom místě. Proto těchto poznatků využijeme v následující variantě.

3.3.2.2 Varianta 2

Jak už bylo zmíněno v předchozí variantě, zde zohledníme nejednoznačný pohyb opěrky. Způsobů, jak upřesníme pohyb opěrky, je několik. Volíme přidání ještě jedné vazby, a to na opěrku přidáme posuvnou vazbu viz. obr. 16 . V realizaci by se tento způsob vyřešil přidáním např. vodící trubky, která by byla kluzná.

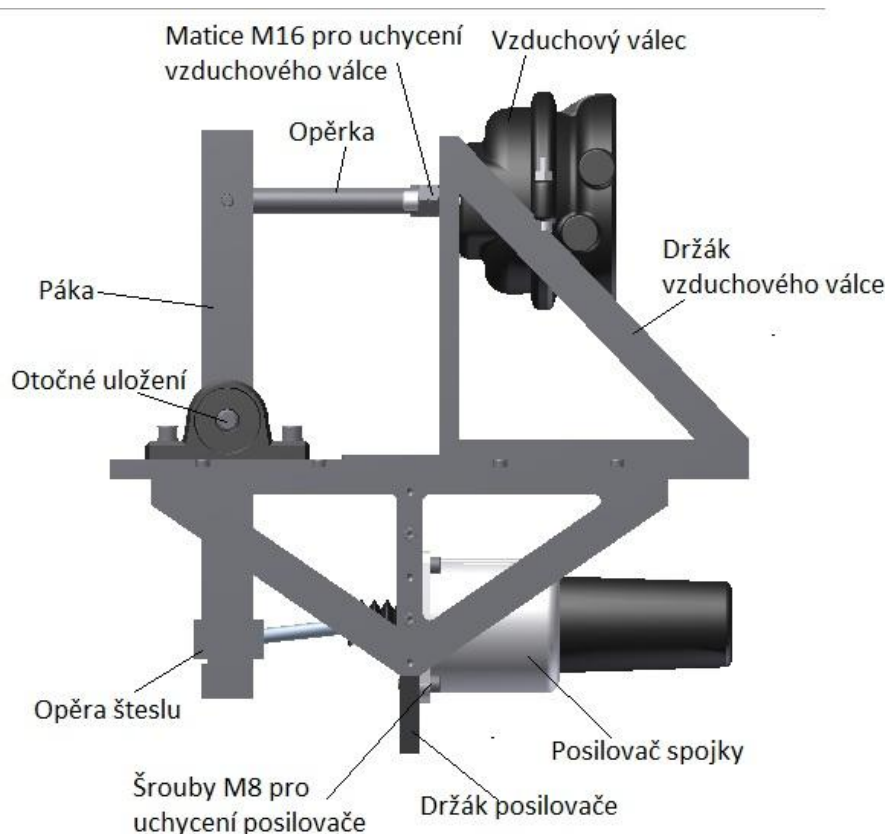


obr. 17 Kinematické schéma varianty 3

3.3.3 Návrh výsledná konstrukce jednoúčelového zařízení

Ze všech známých veličin k danému tématu. Volíme vhodnou konstrukci (obr. 18), kterou prověříme výpočtem a analýzami, metody konečných prvků. Konstrukce je navržena co nejjednodušeji pro samotnou výrobu a ekonomiku.

Pro přenos síly ze vzduchového válce na páku, tvarově složitější sestavu viz. příloha sestava opěry.



Obr. 18 Návrh výsledné konstrukce

Pro kontrolu jsou provedeny výpočty upevnění vzduchového válce a posilovače spojky. Tyto součásti jsou upevněny šrouby a působí na ně tahová síla. Konkrétně vzduchový válec je zajištěn dvěma maticemi velikosti M16 a posilovač spojky typu VG-32 je upevněn čtyřmi kusy šroubů velikosti M8.

- výpočet šroubového spoje pro vzduchový válec

Zde počítáme maximální napětí v tahu, které bude působit na šrouby M16 vzduchového válce. Počítáme jmenovitou plochu průřezu závitu, kterou dosadíme do napěťové rovnice. Výsledkem je max. napětí v tahu.

$$S = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2$$

$$S = \frac{\pi}{4} \left(\frac{0,014701 + 0,013546}{2} \right)^2 = 1,567 \cdot 10^{-4} [m^2]$$

$$\sigma_c = \frac{F}{n \cdot S}$$

$$\sigma_c = \frac{1500}{2 \cdot 1,567 \cdot 10^{-4}} = 9572431 [Pa] = 9,6 [MPa]$$

Při výsledné hodnotě $\sigma_c = 9,6$ MPa považujeme tento spoj za dostatečně bezpečný.

- výpočet šroubového spoje pro posilovač spojky typu VG-32

Počítáme opět maximální napětí v tahu, které bude působit na šrouby M8 posilovače spojky. Počítáme jmenovitou plochu průřezu závitu, kterou dosadíme do napěťové rovnice. Výsledkem je max. napětí v tahu.

$$S = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2$$

$$S = \frac{\pi}{4} \left(\frac{0,007188 + 0,006466}{2} \right)^2 = 3,657 * 10^{-5} [m^2]$$

$$\sigma_c = \frac{F}{n * S}$$

$$\sigma_c = \frac{1500}{4 * 3,657 * 10^{-5}} = 10253293 [Pa] = 10,3 [MPa]$$

Při výsledné hodnotě $\sigma_c=10,3$ MPa považujeme tento spoj za dostatečně bezpečný.

σ_c ... napětí v tahu

F zatěžující síla

S jmenovitý průřez

d_2 ... střední průměr závitu šroubu

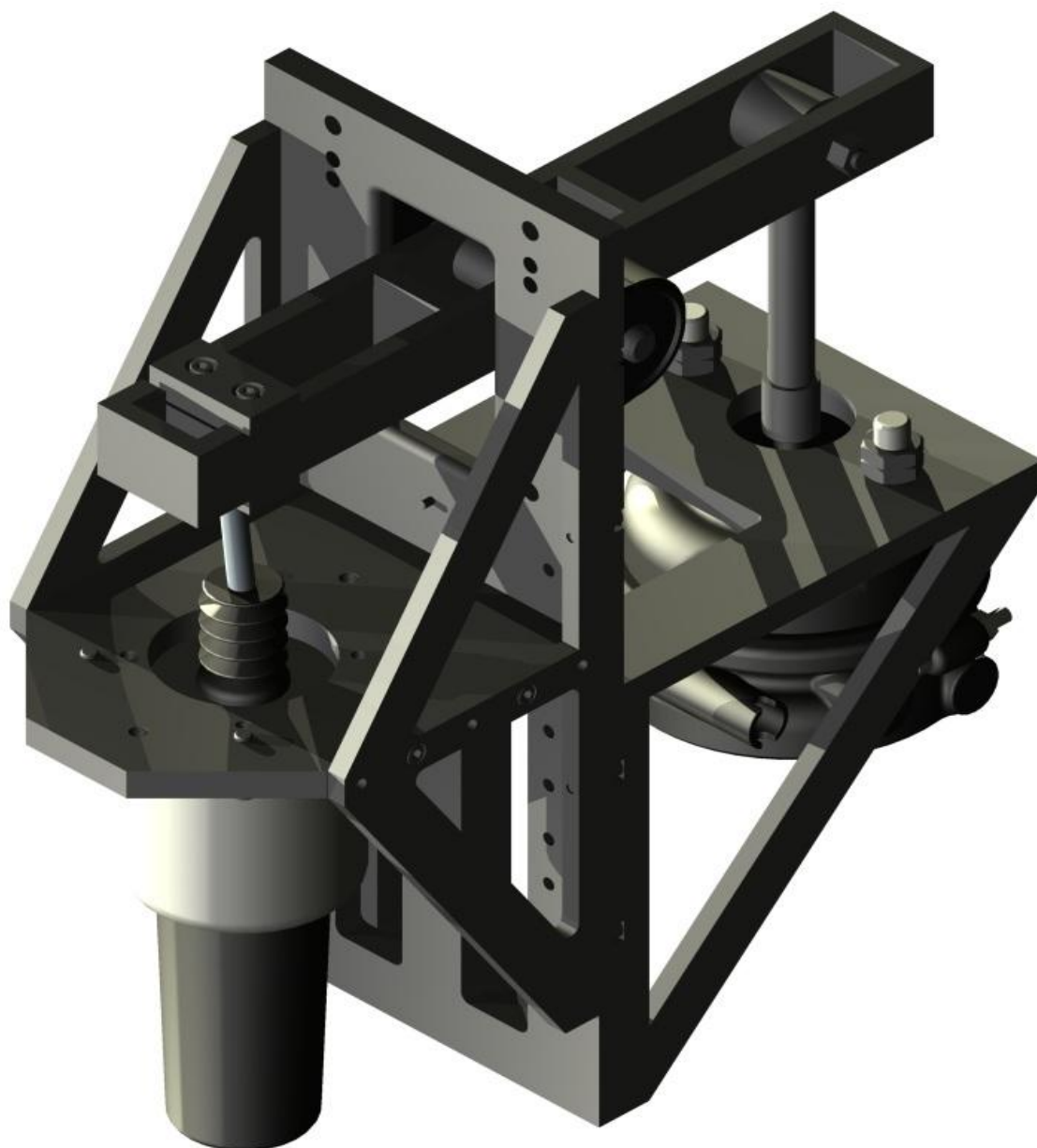
d_3 ... malý průměr závitu šroubu

n počet kusů

Z důvodů velice malého tahového napětí, které zatěžuje šroubový spoj nejvíce, ostatní výsledky, jako je např. smykové napětí a otláčení, můžeme zanedbat. Tyto výsledky se daly očekávat z důvodů sériové výroby posilovače a membránového vzduchového válce.

Ostatní části, které jsou šroubované nebo jiným způsobem spojené, kontrolujeme pomocí analýzy, metody konečných prvků.

Na základě návrhu konstrukce byl vytvořen 3D model v programu Solid Edge V20, který je znázorněn na obrázku 19.



Obr. 19 3D model konstrukce

Na obr. 19 je navržena konstrukce, která svými tvary je jednoduchá a finančně méně náročná. Tato konstrukce jde do výroby.

Na většinu částí konstrukce byla zvolena materiálem ocel 11 373, která se následně musí povrchově upravit způsobem zinkování. Ve dvou případech a to na sestavu opěrky (viz příloha) a opěrka šteslu (viz příloha) jsme použili ocel 19 312, která se musí zušlechtit způsobem kalení. V jednom případě pro čep byla zvolena ocel 11 600, která se bude také zinkovat. Pro pouzdro čepu opěry byl zvolen bronz.

3.4 Analýza konstrukce

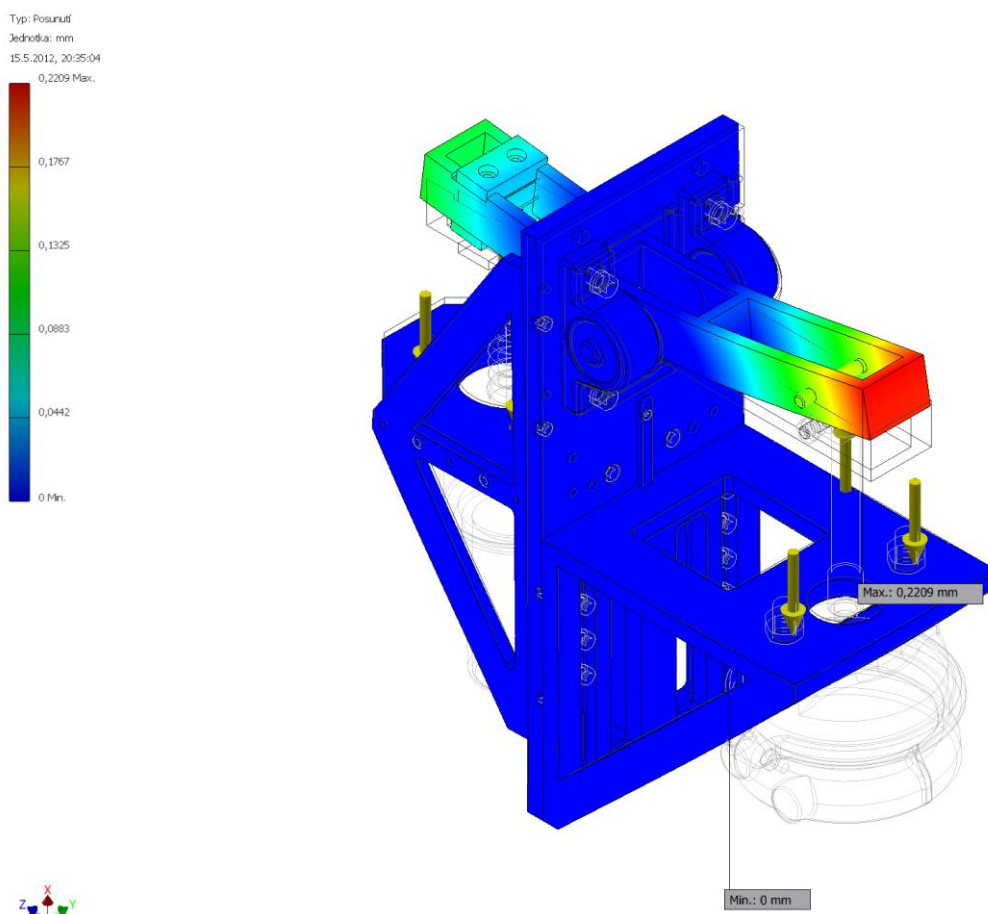
Pro zjištění správnosti konstrukce, budeme používat analýzu. V našem případě použijeme dvou analýz a to napěťová pro páku, sestavu a v dalším případě použijeme analýzu posunutí celé konstrukce (sestavy).

Výsledky pevnostních výpočtů za pomoci programového prostředí Mechanika, metody konečných prvků, jsou klíčovou složkou vývoje takto vysoce mechanicky namáhaných součástí. Díky vysokému výpočtovému výkonu pracovních stanic, mohl být proveden velký počet analýz, zjišťujících vliv konstrukčních úprav na změny napětí.

Ve výpočtové analýze byla definována jako materiál ocel z materiálové knihovny programu Solid Edge V20. Budeme předpokládat, že svarový spoj je minimálně stejně pevný, jako by se jednalo o celistvý materiál. Díky tomu můžeme svary v pevnostní analýze zanedbat a uvažovat těleso jako jednotný celek. A takto budeme uvažovat i o šroubových spojkách jako jeden celek.

3.4.1 Analýza sestavy

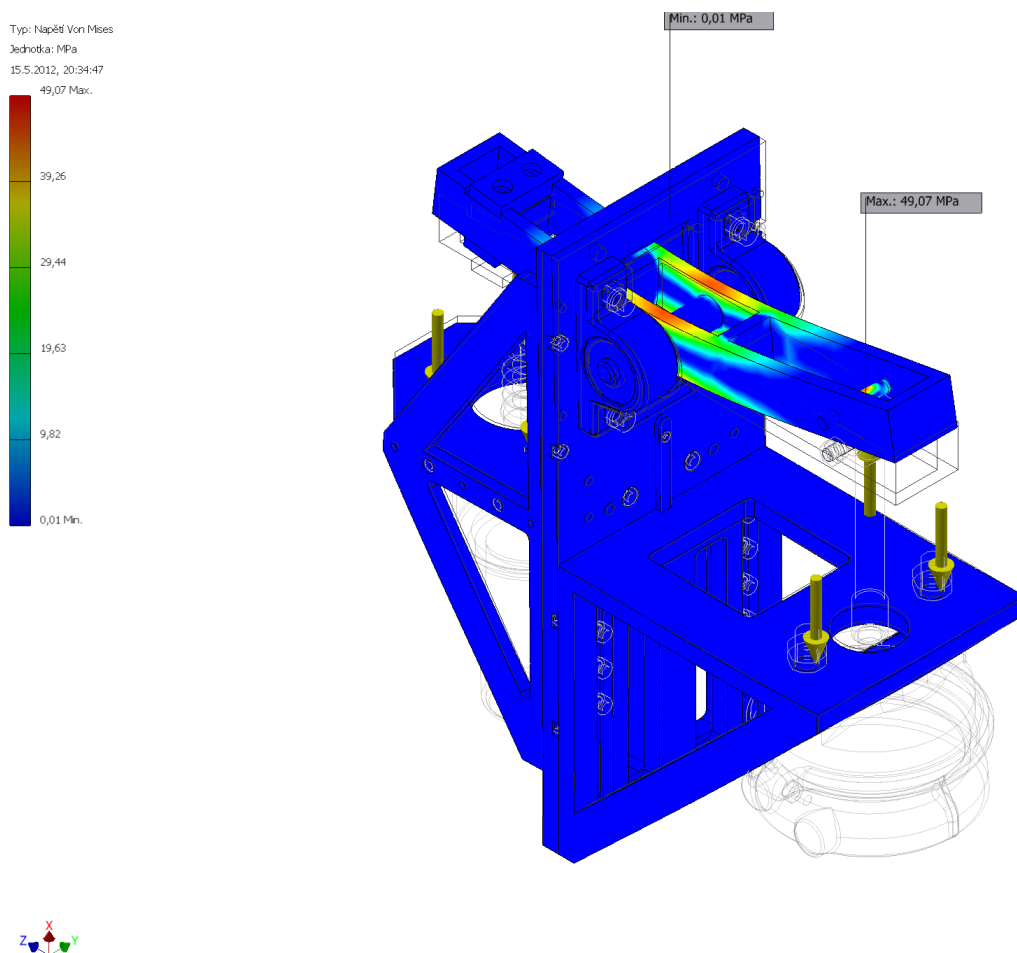
Pro kontrolu správnosti konstrukce, jsme použili analýzu posunutí (obr. 20). Kde výsledné hodnoty ukazují předpokládané namáhání konstrukce a její vhodnost.



Obr. 20 Posunutí sestavy

Výsledné maximální posunutí, které vyšlo na páce je 0,221 mm, při maximálním zatížení, je akceptovatelné. Na samotném rámu bylo posunutí 0,053 mm, které je zanedbatelné.

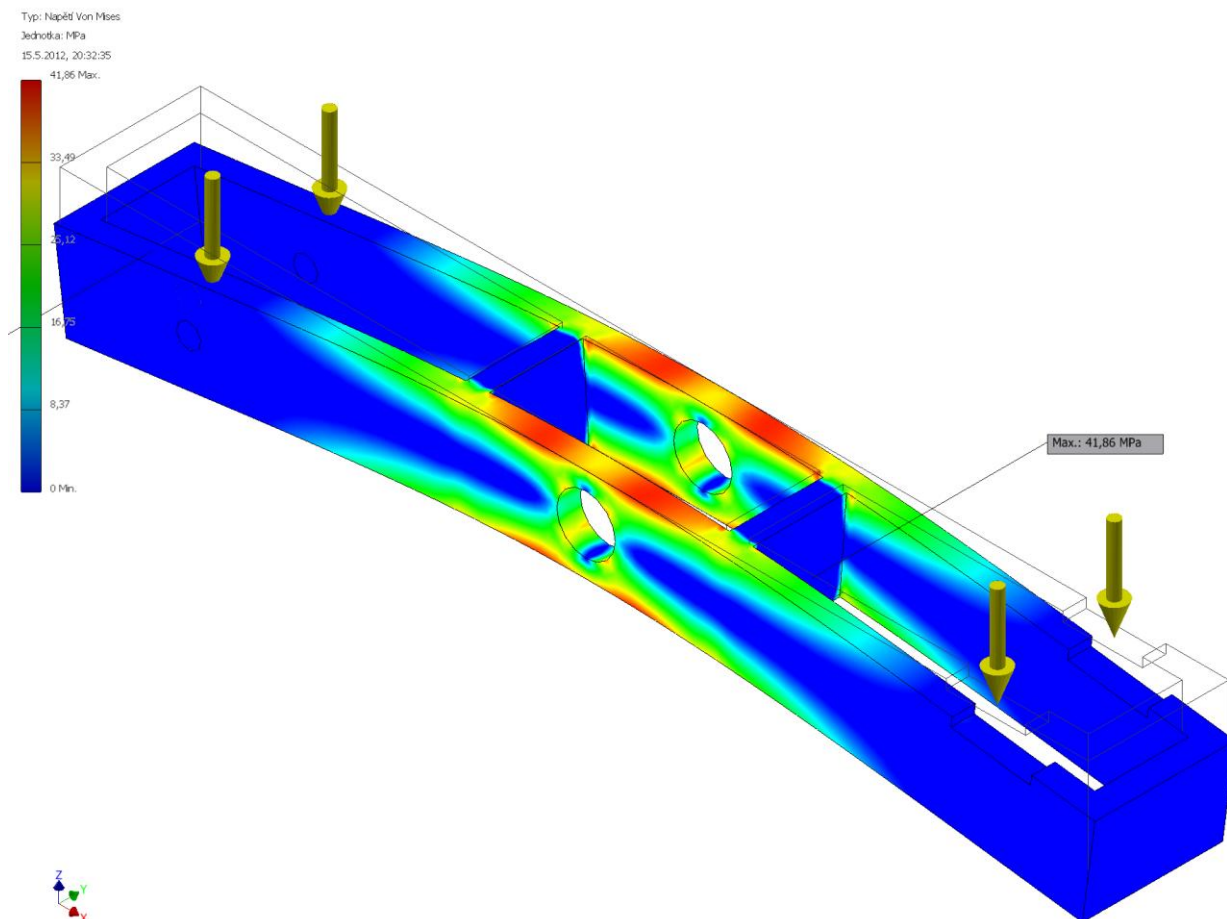
Dále jsme kontrolovali maximální napětí sestavy (obr. 21), které nám ukázalo, jak bylo předpokládáno, maximální hodnotu v místě čepu a v místě uložení páky. Napětí je 49,07 MPa.



Obr. 21 Napětí sestavy

3.4.2 Analýza páky

V analýze páky (obr. 22) jsme kontrolovali pouze napětí samotné páky při maximálním zatížení na obou stranách 1500 N. Kde výsledkem bylo max. napětí 41,86 MPa.



Obr.22 Napětí páky

4. Závěr

Cílem práce bylo navrhnout a zkonstruovat jednoúčelové zařízení pro životnostní zkoušky posilovačů spojek typu VG 32-33.

V rešeršní části je uveden popis a funkce posilovačů spojky s jeho umístěním ve spojkové soustavě, údržbou a jeho montáží. Je zde uvedena problematika životnostních zkoušek, s jejich rozdělením a stručnou charakteristiku.

Hlavní část bakalářské práce se zabývala návrhem variant řešení jednoúčelového zařízení pro životnostní zkoušky posilovačů spojek typu VG 32-33. Z třech navržených variant řešení byla vybrána nejvhodnější varianta řešení, která byla konstrukčně rozpracována až do formy výrobní dokumentace v programu Solid Edge V20. Navržená konstrukce jednoúčelového zařízení pro kontrolu životnosti posilovačů spojek byla podrobena kontrolním výpočtům a namáhání analyzováno pomocí metody konečných prvků. Těchto analýz jsme využili z důvodů kontroly vhodnosti volených rozměrů a tloušťek materiálů. Výsledky kontrolních výpočtů a analýz pomocí metody konečných prvků potvrdily vhodnost navržených rozměrů jednoúčelového zařízení.

Použitá literatura

- [1] Katalogy a prospekty posilovačů spojek firmy Knorr-Bremse
- [2] Pavlata P.: Porovnávací a životnostní zkouška alternativ ramen přední nápravy ŠKODA Favorit, technický protokol č. 7337.96. ÚVMV Praha 1996
- [3] Pavlata P., Holub J.: Únavové zkoušky vozidel a jejich části v ÚVMV/TUV, seminář únav. ŠKODA a.s., Mladá Boleslav 1996
- [4] Novotný R.: Spolehlivost a diagnostika. VUT FEI Brno 2001, 159s. ISBN 80-214-1993-8
- [5] Nedbal J.: jednoúčelové stroje, automaty a výrobní systémy. Praha: ČVUT v Praze, 1983, 308s.
- [6] Leinveber J., Vávra P.: Strojnické tabulky, ISBN 80-7361-033-7
- [7] [PDF] 9 lekce
URL:
http://artax.karlin.mff.cuni.cz/~sidlof/vyuka/LA1/Materialy%20k%20prednaskam%20%28cesky%29/9_lekce_Unava_071104_AnP.pdf
- [8] Pešík L.: Části strojů 2.díl, ISBN 978-80-7372-574-7
- [9] Hluchý M, Kolouch J.: Strojírenská technologie 1, ISBN 80-7183-262-6

Seznam příloh

- I. Výkres sestavy zkušebního přípravku
- II. Kusovník
- III. Výkres základní desky
- IV. Výkres držáku posilovače
- V. Výkres příruby spojky
- VI. Výkres sestavy páky
- VII. Výkres žebra
- VIII. Výkres sestavy opěry
- IX. Výkres opěry šteslu
- X. Výkres opěry šteslu II
- XI. Výkres pouzdra
- XII. Výkres čepu
- XIII. Výkres pera